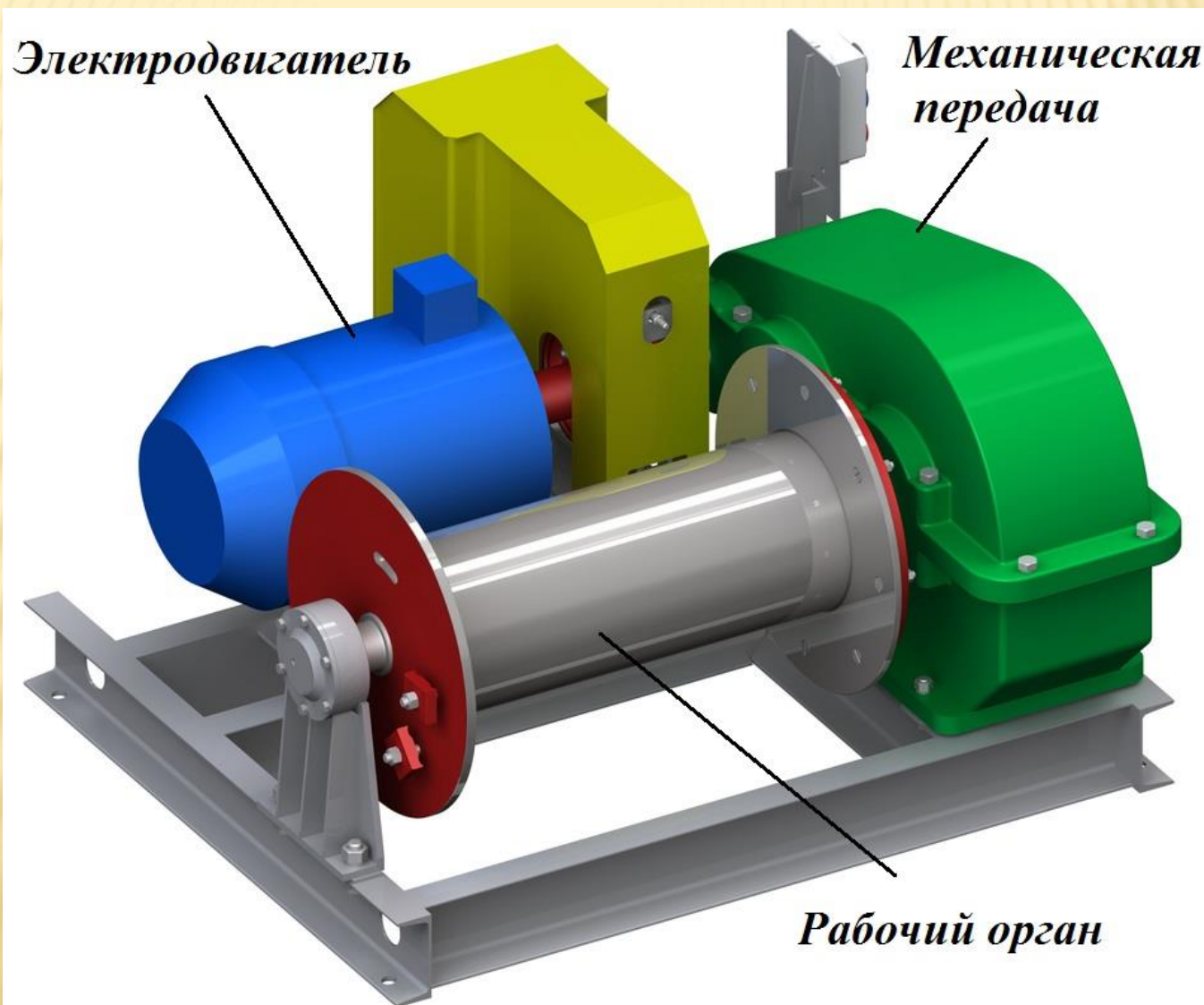


МЕХАНИЧЕСКИЕ ПЕРЕДАЧИ. ПЕРЕДАЧИ ТРЕНИЕМ

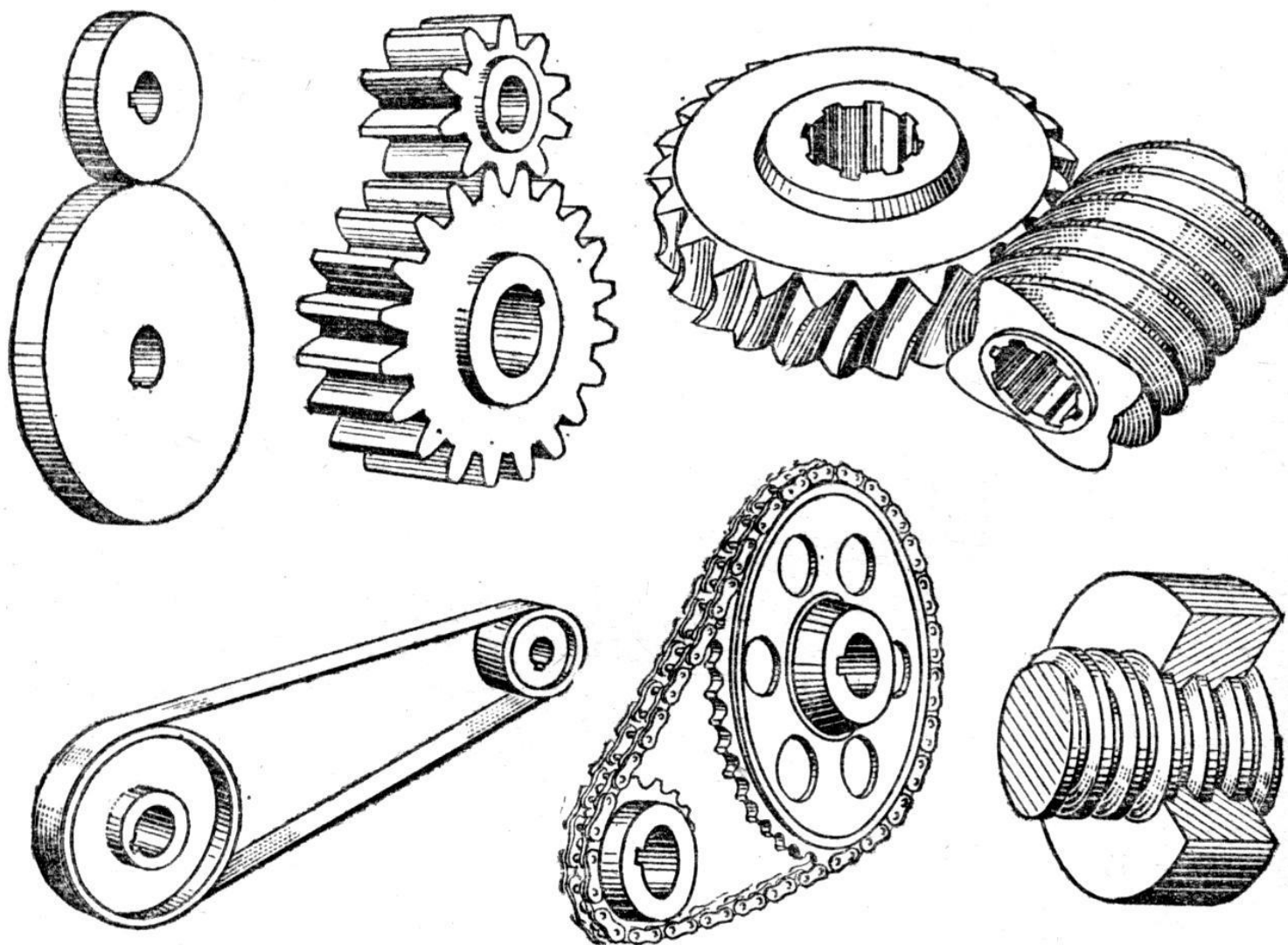
Механическими передачами, или просто передачами, называют механизмы для передачи энергии от двигателя к рабочей машине, как правило, с преобразованием скоростей, моментов, а иногда с преобразованием видов и законов движения.



Передачи имеют широкое распространение в машиностроении по следующим причинам:

- 1) требуемые скорости движения рабочих органов машин, как правило, не совпадают с оптимальными скоростями двигателя; обычно ниже, а создание тихоходных двигателей вызывает увеличение габаритов и стоимости;
- 2) скорость исполнительного органа рабочей машины необходимо изменять (например, у автомобиля, грузоподъемного крана, токарного станка), а скорость вала двигателя чаще постоянна;
- 3) нередко от одного двигателя необходимо приводить в движение несколько механизмов с различными скоростями;
- 4) в отдельные периоды работы рабочему органу машины требуется передать вращающие моменты, превышающие моменты на валу двигателя, а выполнить это возможно за счет уменьшения угловой скорости вала рабочего органа;
- 5) двигатели обычно выполняют для равномерного вращательного движения, а в машинах часто оказывается необходимым поступательное движение с определенным законом;
- 6) двигатели не всегда могут быть непосредственно соединены с исполнительными механизмами из-за габаритов машины, условий техники безопасности и удобства обслуживания

ВИДЫ МЕХАНИЧЕСКИХ ПЕРЕДАЧ



КЛАССИФИКАЦИЯ МЕХАНИЧЕСКИХ ПЕРЕДАЧ

по принципу передачи движения:

передачи трением (фрикционная и ременная) - действующие за счет сил трения, создаваемых между элементами передач;

передачи

зацеплением (зубчатые, червячные; цепные; передачи винт-гайка) - работающие в результате возникновения давления между зубьями, кулачками или другими специальными выступами на деталях.

КЛАССИФИКАЦИЯ МЕХАНИЧЕСКИХ ПЕРЕДАЧ

по взаимному расположению геометрических осей валов в пространстве

- с параллельными геометрическими осями валов (зубчатые с цилиндрическими колесами, фрикционные с цилиндрическими роликами, цепные);
- с пересекающимися геометрическими осями валов (зубчатые и фрикционные конические, фрикционные лобовые);
- со скрещивающимися геометрическими осями валов (зубчато-винтовые, гипоидные, червячные, лобовые фрикционные со смещением ролика).

КЛАССИФИКАЦИЯ МЕХАНИЧЕСКИХ ПЕРЕДАЧ

по характеру изменения передаточного отношения (числа)

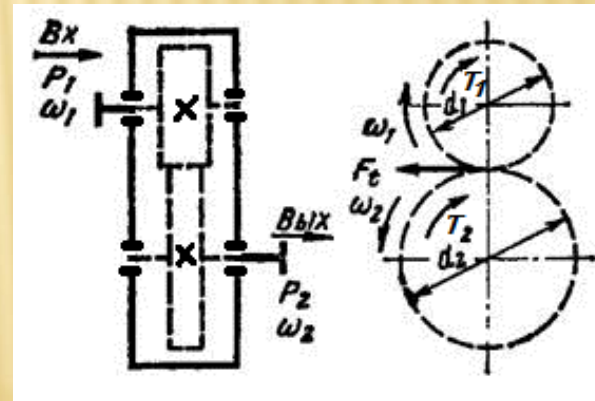
- передачи с постоянным (неизменным) передаточным отношением;
- передачи с переменным (изменяемым или по величине, или по направлению или и то и другое вместе) передаточным отношением

ОСНОВНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ПЕРЕДАЧ

Во всех механических передачах различают ведущее и ведомое звенья. Между этими звеньями в многоступенчатых передачах располагаются промежуточные звенья.

Звенья, передающие вращающий момент, называют *ведущими*, а звенья, приводимые в движение от ведущих – *ведомыми*.

Параметры передачи, относящиеся к ведущим звеньям, будем обозначать индексом 1, а к ведомым - индексом 2, т. е. d_1 , v_1 , ω_1 , P_1 , T_1 – соответственно диаметр детали передачи, окружная скорость, угловая скорость, мощность, вращающий момент на ведущем валу; d_2 , v_2 , ω_2 , P_2 , T_2 – то же, на ведомом.



ОСНОВНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ПЕРЕДАЧ

Передаточное отношение – отношение угловой скорости ведущего вала к угловой скорости ведомого вала передачи

$$i_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2}$$

Передаточное число — один из параметров передач зацеплением, определяемый как соотношение числа зубьев большего зубчатого колеса Z_2 к меньшему Z_1

$$u = \frac{Z_2}{Z_1}$$

Коэффициент полезного действия (КПД) - отношение значений мощности на ведомом валу P_2 к мощности на ведущем валу P_1

$$\eta = \frac{P_2}{P_1}$$

Передачи с переменным передаточным отношением

а) передачи *ступенчатого* регулирования (коробки скоростей).

В этом случае исходным является заданный ряд скоростей ведомого вала, частота вращения ведущего вала (обычно $n_1 = \text{const}$) и крутящий момент на ведомом валу. Ряд скоростей (чисел оборотов) должен составлять геометрическую прогрессию.

Отношение максимальной частоты вращения ведомого вала к его минимальной частоте вращения называется *диапазоном регулирования*.

$$\frac{n_{\max}}{n_{\min}} = R$$

Отношение двух соседних чисел оборотов называется *знаменателем ряда* или *коэффициентом регулирования*.

$$\frac{n_k}{n_{k-1}} = \varphi$$

Величина φ нормализована, например, в станкостроении $\varphi = 1,26$; $\varphi = 1,41$; $\varphi = 1,58$.

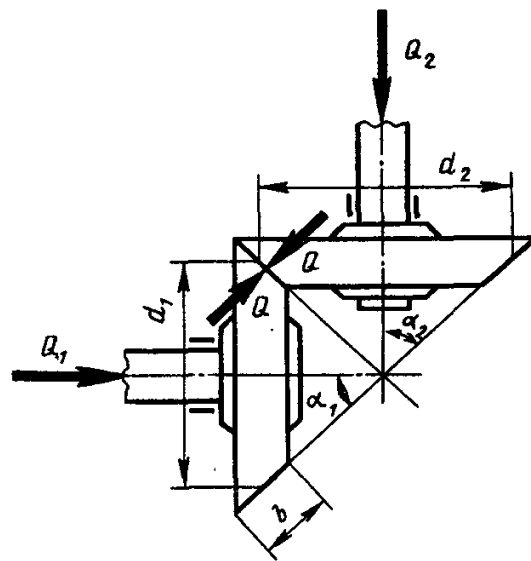
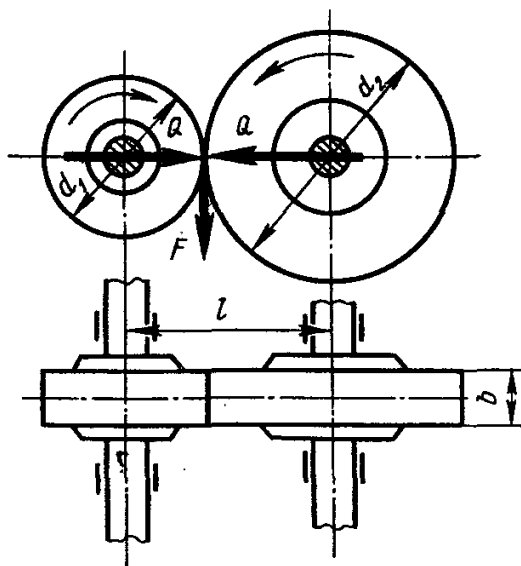
б) передачи *бесступенчатого* регулирования (вариаторы).

Ступенчатое регулирование скорости приводит к потере производительности машины. Полностью исключить ее можно лишь используя принцип бесступенчатого регулирования скорости. Наиболее просто такой вид регулирования осуществляется в передачах трением – фрикционных и ременных. Обычно они носят название фрикционные или ременные вариаторы.

Одной из основной характеристик передач бесступенчатого регулирования является *диапазон регулирования*

$$\frac{n_{\max}}{n_{\min}} = R$$

ФРИКЦИОННЫЕ ПЕРЕДАЧИ



Фрикционная передача состоит из двух соприкасающихся между собой колес (катков, роликов, дисков); вращение одного из колес преобразуется во вращение другого колеса за счет сил трения, развиваемых между ними.

Работа фрикционной передачи основана на использовании сил трения, которые возникают в месте контакта двух тел вращения под действием прижимающих сил Q . При этом должно быть $F_t \leq F_{тр}$ где F_t – окружная сила ; $F_{тр}$ – сила трения между катками

$$F_{mp} = Q \cdot f ,$$

f – коэффициент трения.

Нарушение условия приводит к буксованию и усиленному износу катков.

ДОСТОИНСТВА И НЕДОСТАТКИ

Достоинства:

- простота конструкции;
- бесшумность работы;
- равномерность вращения, что удобно для приборов;
- возможность бесступенчатого регулирования угловой скорости ведомого вала;
- предохранение частей от поломок;
- отсутствие мёртвого хода при реверсе передачи;
- небольшая стоимость .

Недостатки:

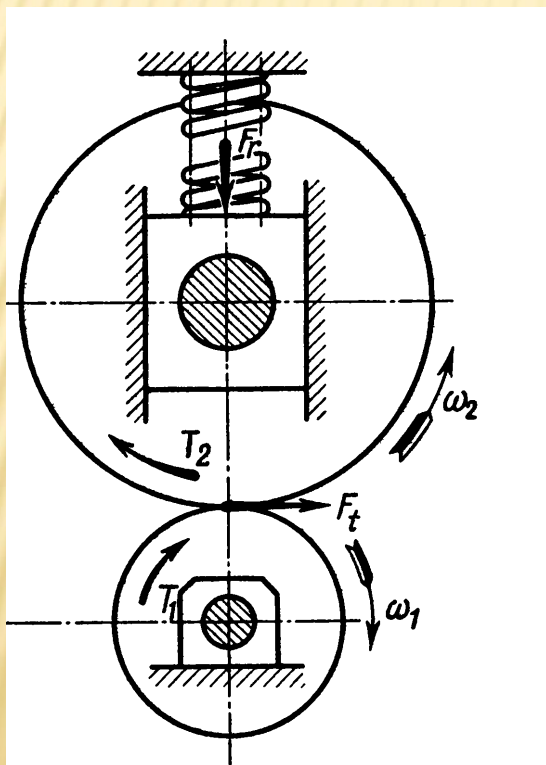
- потребность в прижимных устройствах;
- значительные давления на валы и опоры;
- повреждение катков при пробуксовке;
- непостоянство передаточного отношения из-за пробуксовки.

Фрикционные передачи могут работать со скоростями 25 м/с и при передаточных отношениях до 10. Значения передаваемых мощностей колеблются в пределах от ничтожно малых в приборах до 300 кВт в силовых передачах.

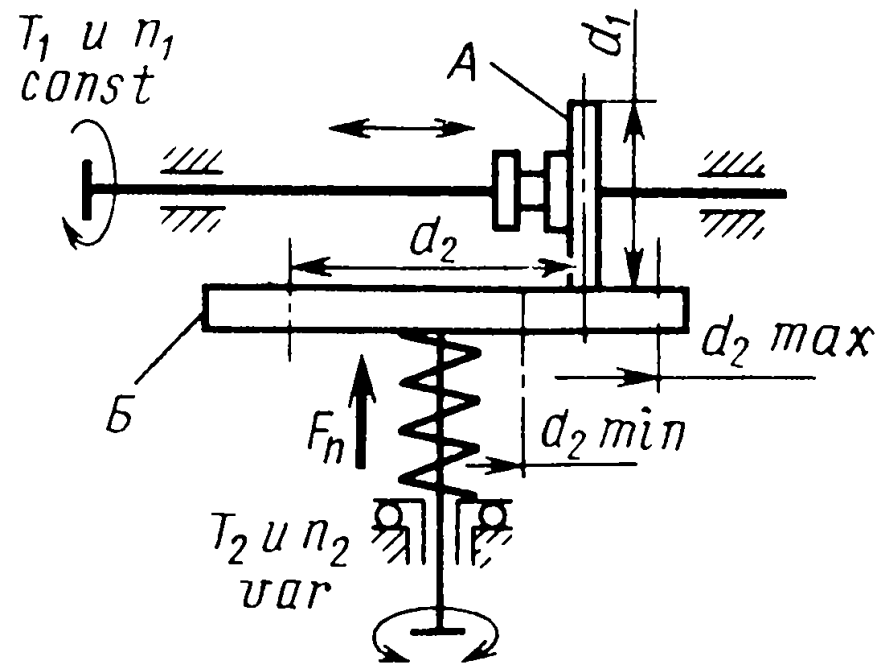
КЛАССИФИКАЦИЯ

Фрикционные передачи

Нерегулируемые
(с постоянным передаточным
отношением)



Регулируемые, или вариаторы
(передаточное отношение
переменное)

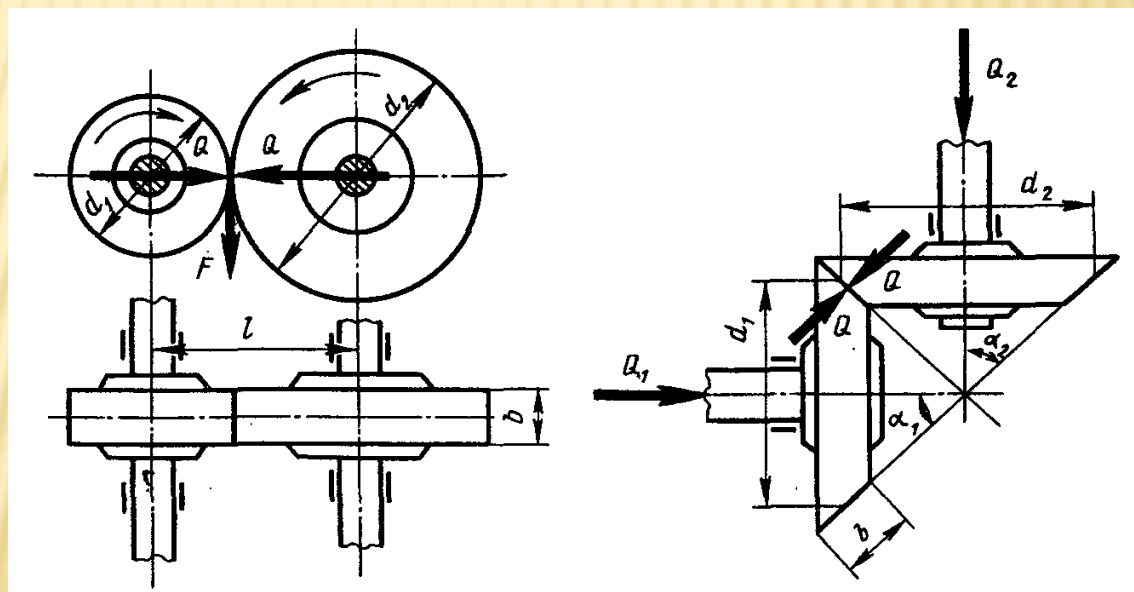


КЛАССИФИКАЦИЯ

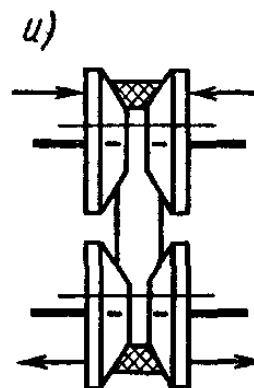
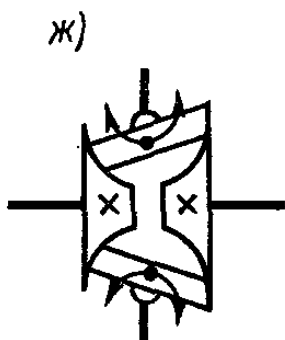
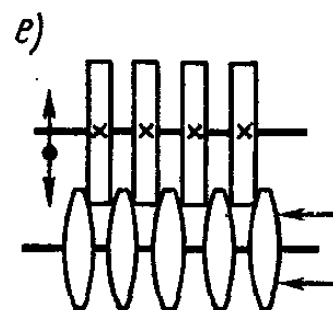
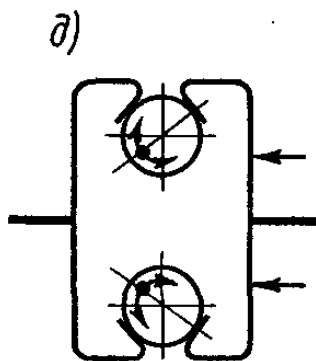
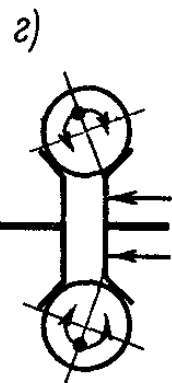
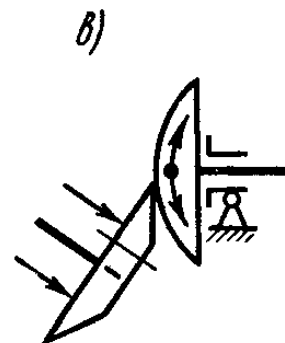
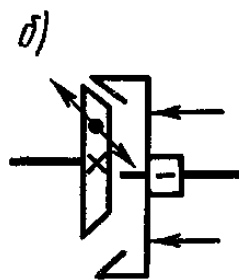
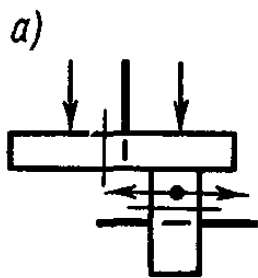
Фрикционные передачи с постоянным передаточным отношением

с параллельными осями валов
(цилиндрическая)

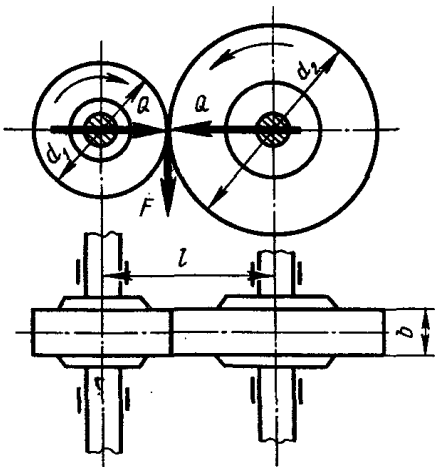
С пересекающимися осями валов
(коническая)



ФРИКЦИОННЫЕ ВАРИАТОРЫ



ОСНОВНЫЕ КИНЕМАТИЧЕСКИЕ, СИЛОВЫЕ И ГЕОМЕТРИЧЕСКИЕ СООТНОШЕНИЯ



В связи с проскальзыванием ведомого колеса относительно ведущего окружная скорость его v_2 несколько меньше окружной скорости последнего v_1 . Зависимость между этими скоростями

$$v_2 = v_1 \zeta,$$

где ζ - коэффициент, учитывающий упругое скольжение (от 0,995 для передач, работающих всухую, до 0,95 – для вариаторов).

Можно записать $\frac{\omega_2 \cdot d_2}{2} = \zeta \cdot \frac{\omega_1 \cdot d_1}{2}$, откуда $i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{d_2}{d_1 \cdot \zeta}$

Для конической фрикционной передачи d_1 и d_2 – средние диаметры колес.

Для конической фрикционной передачи с углом взаимного расположения валов, равным 90° ,

$$i = \frac{\sin \alpha_2}{\zeta \cdot \sin \alpha_1} = \frac{\operatorname{ctg} \alpha_1}{\zeta} = \frac{\operatorname{tg} \alpha_2}{\zeta}$$

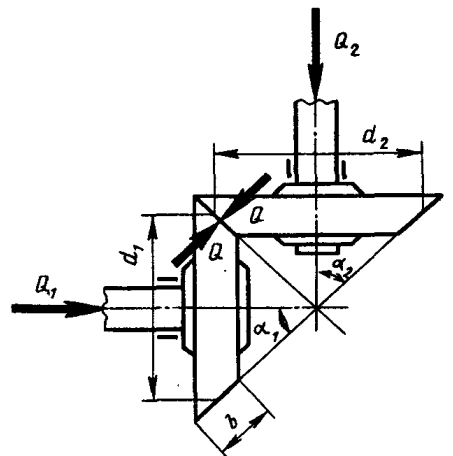
Передаточное отношение для обеих передач может быть выражено

$$i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{d_2}{d_1 \cdot \zeta} = \frac{T_2}{T_1 \cdot \eta}$$

Передаточное отношение фрикционной передачи с условно постоянным передаточным отношением

$$i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{d_2}{d_1} = \frac{T_2}{T_1 \cdot \eta}$$

где η - коэффициент полезного действия передачи.



При расчетах вариаторов вместо отношения диаметров колес d_2/d_1 принимают отношение их радиусов R_2/R_1 .

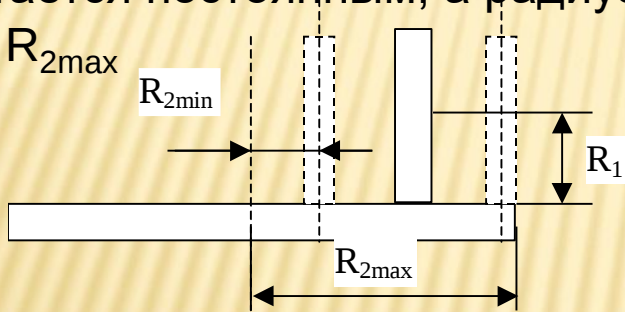
$$i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{R_2}{R_1 \cdot \zeta}$$

Передаточное отношение вариатора изменяется от минимального $i_{\min}$ до максимального $i_{\max}$ значения.

Отношение максимальной угловой скорости ведомого колеса вариатора $\omega_{2\max}$ к минимальной его угловой скорости $\omega_{2\min}$ называется диапазоном регулирования

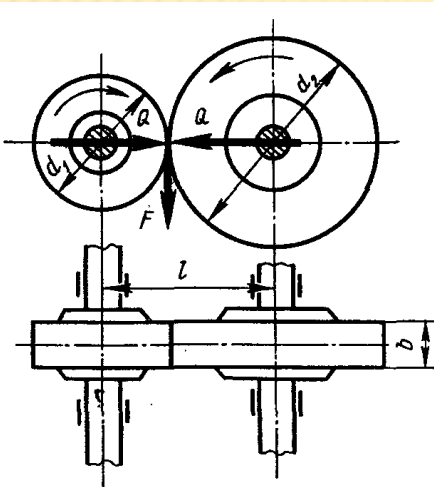
$$R = \frac{\omega_{2\max}}{\omega_{2\min}}$$

Для простых вариаторов (например лобового), у которых радиус ведущего колеса остается постоянным, а радиус ведомого колеса изменяется в пределах от $R_{2\min}$ до $R_{2\max}$



$$i_{\max} = \frac{\omega_1}{\omega_{2\min}} = \frac{n_1}{n_{2\min}} = \frac{R_{2\max}}{R_1 \cdot \zeta} \quad i_{\min} = \frac{\omega_1}{\omega_{2\max}} = \frac{n_1}{n_{2\max}} = \frac{R_{2\min}}{R_1 \cdot \zeta}$$

$$R = \frac{\omega_{2\max}}{\omega_{2\min}} = \frac{R_{2\max}}{R_{2\min}}$$



Для передачи фрикционной передачей окружной силы F_t ее колеса должны прижиматься друг к другу с силой Q , определяемой по формуле

$$Q = \frac{k \cdot F_t}{f},$$

где k – коэффициент запаса сцепления колес.

В силовых передачах машин $k=1.25 \div 1.5$, в передачах приборов $k=2.5 \div 3$.

Коэффициент трения между колесами :

для стали по стали в масле $f=0.04 \div 0.05$;

или чугуну в сухую $f=0.15 \div 0.2$.

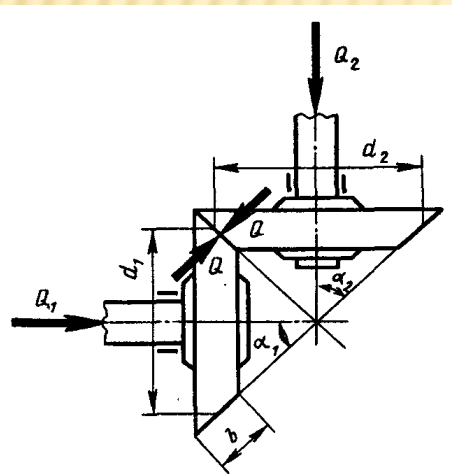
Силы Q_1 и Q_2 , действующие на валы конической фрикционной передачи с углом взаимного расположения валов, равным 90°

$$Q_1 = Q \cdot \sin \alpha_1$$

$$Q_2 = Q \cdot \sin \alpha_2$$

К.п.д. фрикционной передачи в зависимости от вида передачи может быть равен $0.7 \div 0.96$.

В основном, к.п.д. фрикционной передачи колеблется в пределах от $0.95 \div 0.96$.



ВИДЫ РАЗРУШЕНИЙ РАБОЧИХ ПОВЕРХНОСТЕЙ КАТКОВ

Усилие нажатия во фрикционных передачах вызывает на опорной поверхности колес значительные контактные напряжения, которые имеют циклический характер.

При таком характере нагружения металлических колес, основными видами поломок фрикционных передач являются:

- усталостное выкрашивание (в передачах с жидкостным трением смазки, когда износ сводится к минимуму);
- изнашивание рабочих поверхностей (в передачах без смазки);
- задиры поверхности при пробуксовке.

РАСЧЕТ НА СОПРОТИВЛЕНИЕ УСТАЛОСТИ

Контактные напряжения сжатия для фрикционных колес из стали и других материалов с коэффициентом Пуассона $\mu=0.3$ определяют по формуле Герца

$$\sigma_H = 0.418 \cdot \sqrt{\frac{q \cdot E}{\rho}},$$

где q – удельная нагрузка, т.е. нагрузка, приходящаяся на единицу длины контактной площади колес; E – приведенный модуль упругости материалов колес; ρ – приведенный радиус кривизны колес.

Расчет удельной нагрузки $q = \frac{k_H \cdot Q}{b}$

$k=1 \div 1.3$ – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине контактной площади; b – длина контактной площади.

$$E = \frac{2 \cdot E_1 \cdot E_2}{E_1 + E_2},$$

где E_1 и E_2 – соответственно модуль упругости материала ведущего и ведомого колеса.

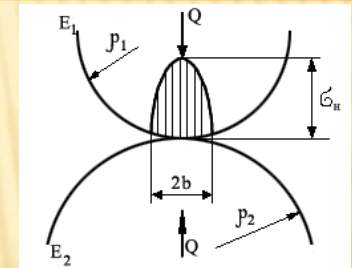
Если материалы колес одинаковы, то $E=E_1=E_2$.

Приведенный радиус кривизны для цилиндрической фрикционной передачи $\frac{1}{\rho} = \frac{1}{\rho_1} + \frac{1}{\rho_2}$

Для цилиндрической фрикционной передачи $\rho = \frac{d_1 \cdot d_2}{2 \cdot (d_1 + d_2)} \approx 0.5 \cdot d_1 \cdot \frac{i}{i+1}$

Для конической фрикционной передачи $\rho = \frac{d_1 \cdot d_2}{2 \cdot (d_1 \cdot \cos \alpha_2 + d_2 \cdot \cos \alpha_1)} \approx 0.5 \cdot d_1 \cdot \frac{i}{\sqrt{i^2 + 1}}$

При проектном расчете обычно преобразуют так, чтобы можно было определить требуемый диаметр меньшего колеса d_1 .



Задавшись коэффициентом ширины колес $\varphi = b/d_1$, определяют диаметр меньшего колеса цилиндрической передачи

$$d_1 = 0.9 \cdot \sqrt[3]{\frac{i+1}{i} \cdot \frac{K \cdot E \cdot T_1}{f \cdot \varphi \cdot [\sigma_H]^2}}$$

Средний диаметр меньшего колеса d_1 конической фрикционной передачи

$$d_1 = 0.9 \cdot \sqrt[3]{\frac{\sqrt{i^2 + 1}}{i} \cdot \frac{K \cdot E \cdot T_1}{f \cdot \varphi \cdot [\sigma_H]^2}}.$$

Коэффициент ширины колес (длины контактной площади)

закрытой передачи $\varphi = 0.8 \div 1.2$,

открытой передачи $\varphi = 0.2 \div 0.6$.

Затем вычисляют $b = \varphi \cdot d_1$ по d_1 и i определяют d_2 .

Проверочный расчет фрикционных колес по контактным напряжениям выполняют по формуле

$$\sigma_H = 0.418 \cdot \sqrt{\frac{q \cdot E}{\rho}} \leq [\sigma_H]$$

$[\sigma_H]$ - для закаленных стальных колес с $HRC \geq 60$ $[\sigma_H] = 800 \div 1200$ МПа ;

- для текстолитовых колес $[\sigma_H] = 80 \div 100$ МПа.

РЕМЁННЫЕ ПЕРЕДАЧИ

Ременная передача относится к передачам трением с гибкой связью и может применяться для передачи движения между валами, находящимися на значительном расстоянии один от другого.

Она состоит из двух шкивов (ведущего, ведомого) и охватывающего их ремня.

Принцип действия

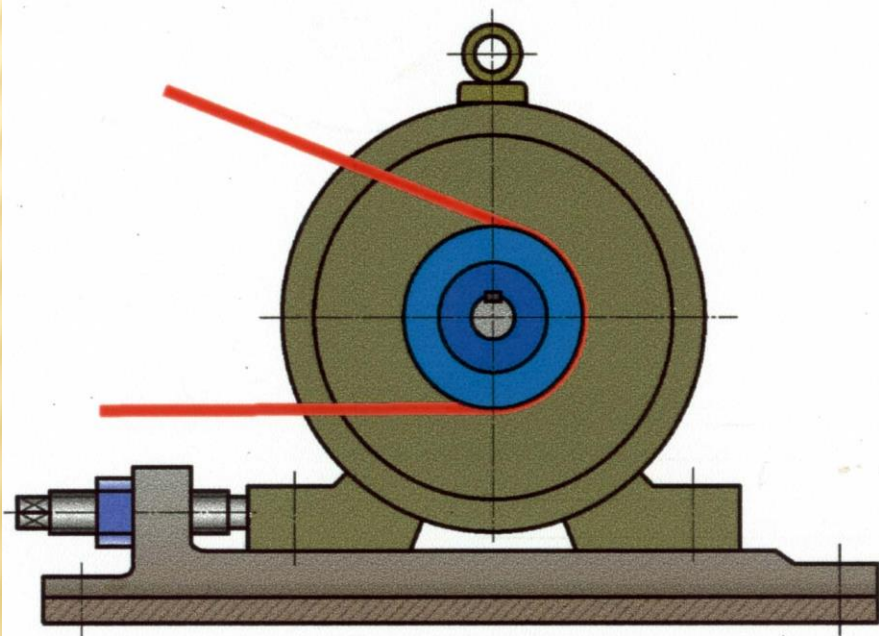
Ведущий шкив силами трения, возникающими на поверхности контакта шкива с ремнем вследствие его натяжения, приводит ремень в движение. Ремень в свою очередь заставляет вращаться ведомый шкив. Таким образом, мощность передается с ведущего шкива на ведомый.



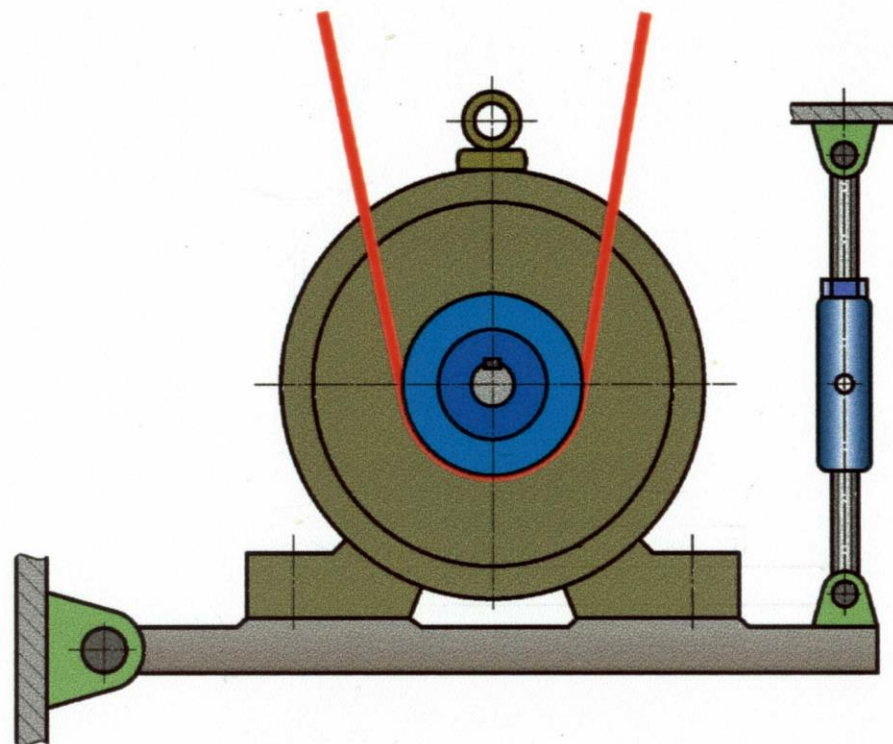
Для нормальной работы передачи необходимо предварительное натяжение ремня, обеспечивающее возникновение сил трения на участках контакта (ремень—шкив).

СПОСОБЫ НАТЯЖЕНИЯ РЕМНЯ ПЕРЕМЕЩЕНИЕМ ШКИВА

Перемещением двигателя по салазкам

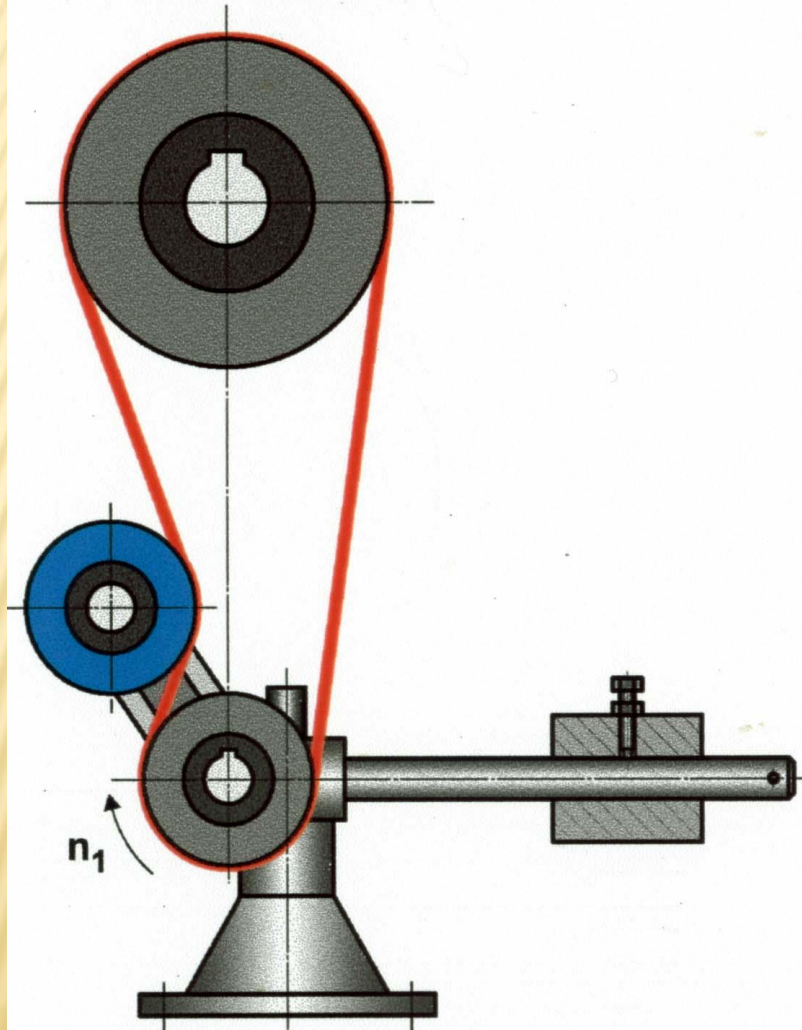


Поворотом двигателя на качающейся плите

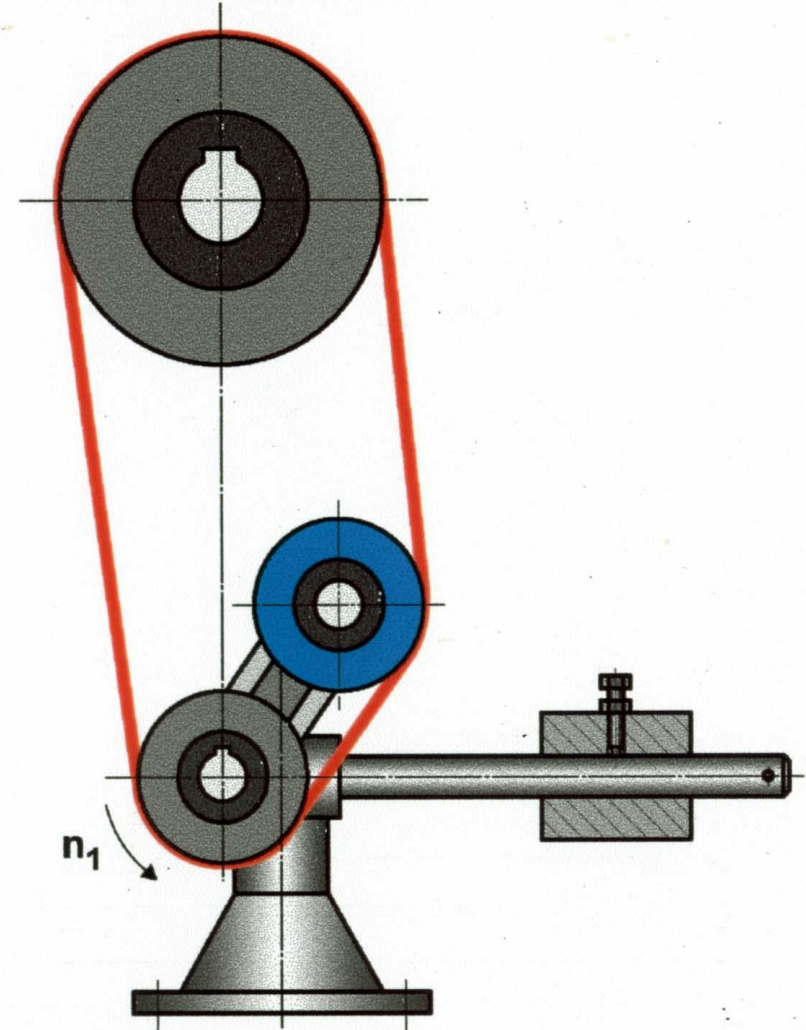


СПОСОБЫ НАТЯЖЕНИЯ РЕМНЯ

Натяжным роликом

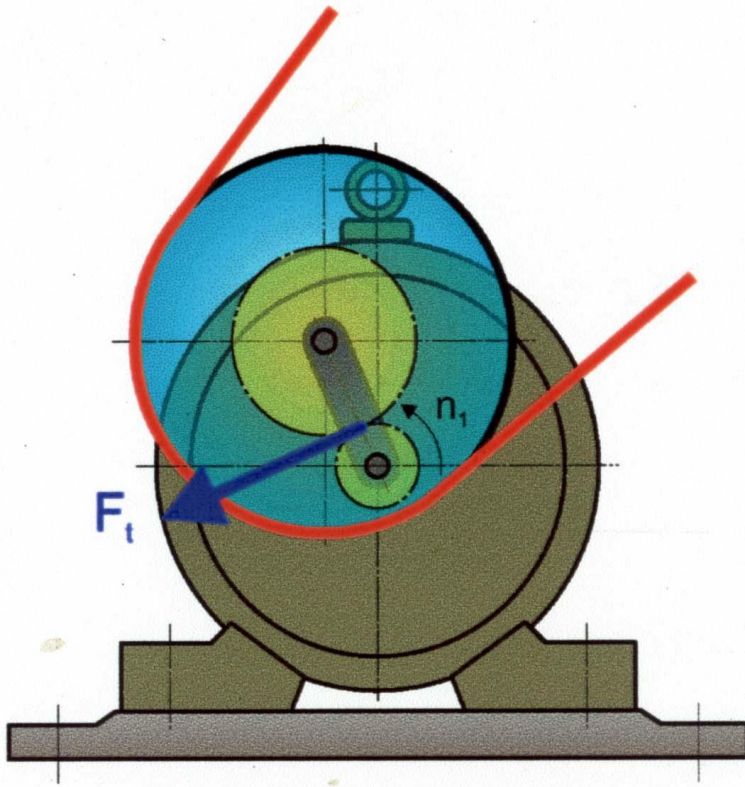


Оттяжным роликом

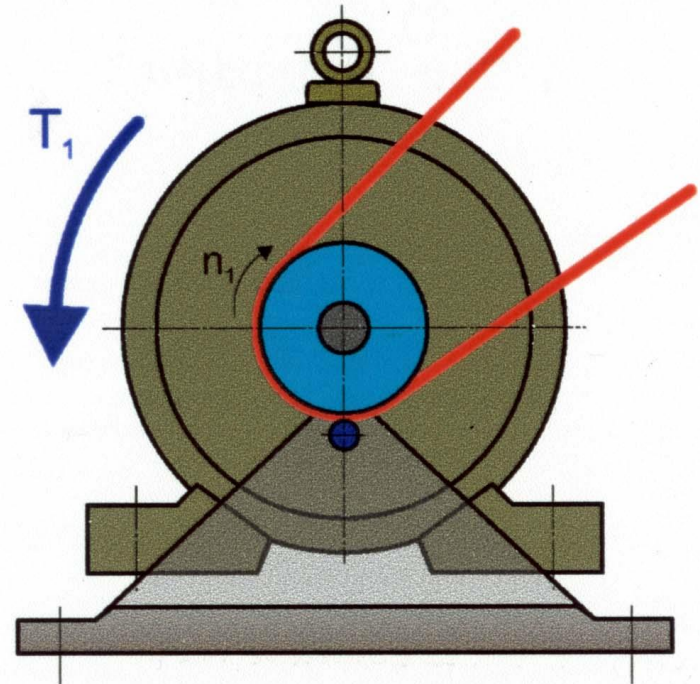


АВТОМАТИЧЕСКОЕ НАТЯЖЕНИЕ РЕМНЯ ПРОПОРЦИОНАЛЬНО ПЕРЕДАВАЕМОЙ НАГРУЗКЕ

Окружной силой на колесе



Реактивным моментом на корпусе двигателя



Достоинства и недостатки

Достоинства:

- возможность расположения ведущего и ведомого шкивов на больших расстояниях (более 15 метров);
- плавность хода, бесшумность работы передачи, обусловленные эластичностью ремня;
- малая чувствительность к толчкам и ударам, а также к перегрузкам, способность пробуксовывать;
- возможность работы с большими угловыми скоростями;
- предохранение механизмов от резких колебаний нагрузки вследствие упругости ремня;
- возможность работы при высоких оборотах;
- простота конструкции и дешевизна.

Недостатки:

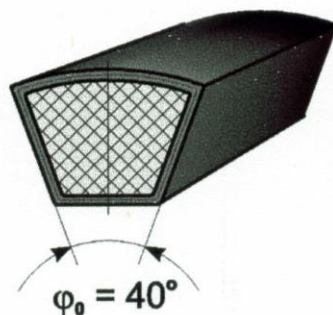
- непостоянство передаточного числа вследствие проскальзывания ремней;
- постепенное вытягивание ремней, их недолговечность;
- необходимость постоянного ухода (установка и натяжение ремней, их перешивка и замена при обрыве и т. п.);
- сравнительно большие габаритные размеры передачи;
- высокие нагрузки на валы и опоры из-за натяжения ремня;
- опасность попадания масла на ремень;
- малая долговечность при больших скоростях (в пределах от 1000 до 5000 ч);
- необходимость натяжного устройства.

ПРОФИЛИ РЕМЕНЕЙ

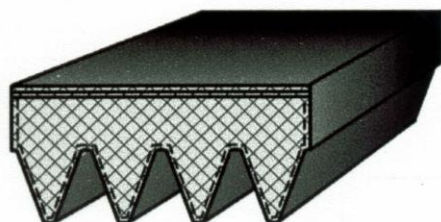
Плоский



Клиновй



Поликлиновй

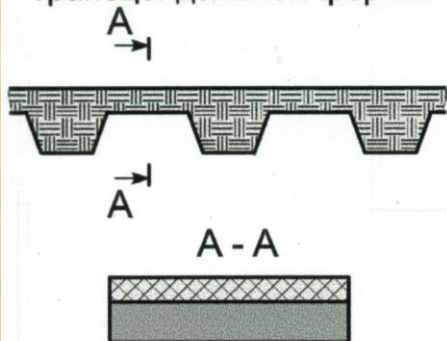


Круглый

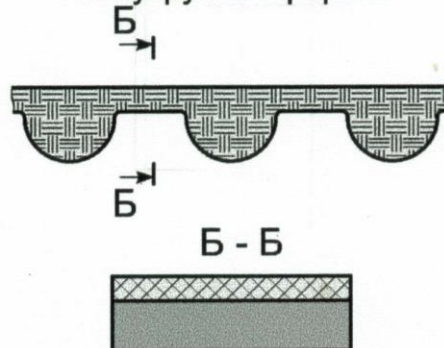


Зубчатые

трапецеидальной формы



полукруглой формы

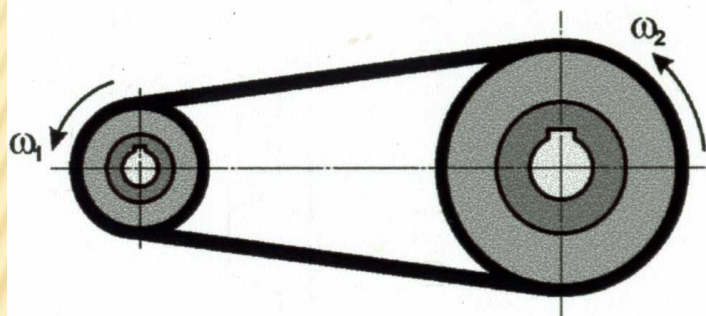


Классификация ременных передач

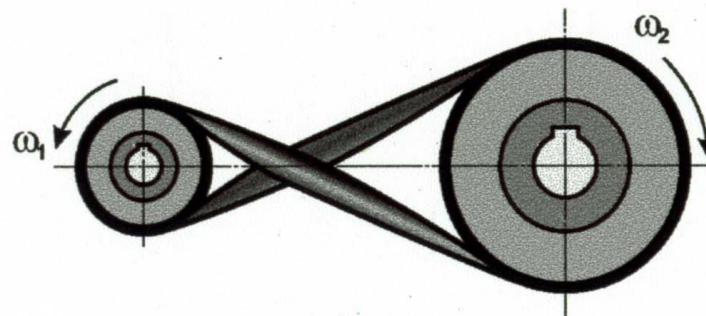
- плоскоремённые
- клиноремённые
- круглоремённые
- поликлиновые
- передачи
зубчатыми ремнями

СХЕМЫ ПЛОСКОРЕМЁННЫХ ПЕРЕДАЧ

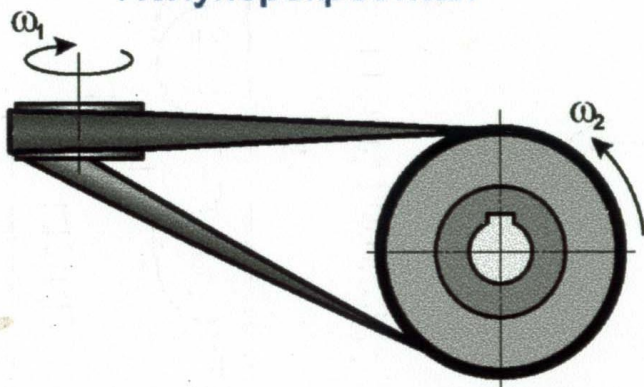
Открытая



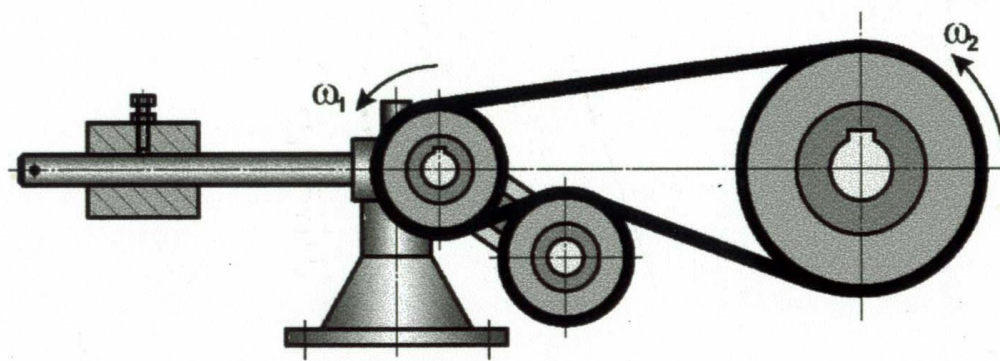
Перекрестная



Полуперекрестная



С натяжным роликом



МАТЕРИАЛЫ ПЛОСКИХ РЕМНЕЙ

Плоские ремни

Синтетические
 $V \leq 75 \dots 100 \frac{M}{C}$

Прорезиненные

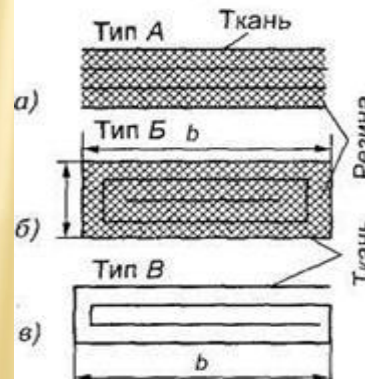
Хлопчатобумажные
 $V \leq 20 \frac{M}{C}$

Шерстяные
 $V \leq 30 \frac{M}{C}$



Кордшнуровые
 $V \leq 40 \frac{M}{C}$

Кордтканевые
 $V \leq 30 \frac{M}{C}$



ПРИВОДНЫЕ КЛИНОВЫЕ РЕМНИ

Кордшнуровой

Кордтканевый

Поликлиновый

Кордшнур

Кордткань

Слой
растяжения

Слой
сжатия

Обертка

Размеры сечений ремня

Е (Д)

Д (Г)

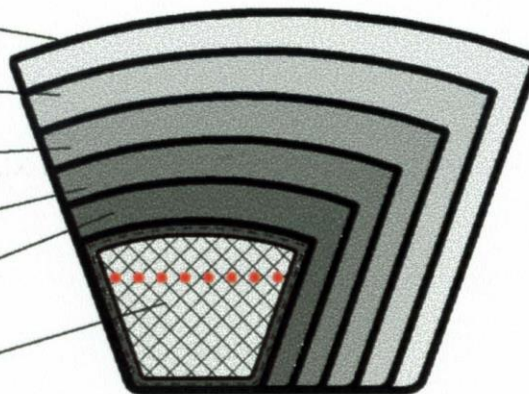
С (В)

В (Б)

А

З (0)

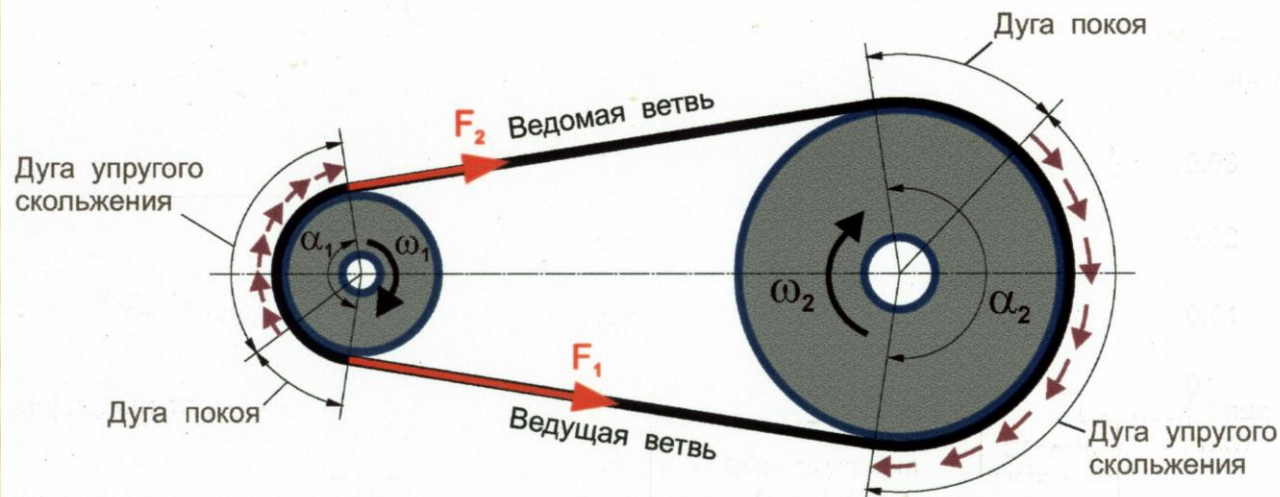
$\varphi_0 = 40^\circ$



КИНЕМАТИКА РЕМЕННЫХ ПЕРЕДАЧ

Упругое скольжение неизбежно при работе ременной передачи под нагрузкой. Его нельзя смешивать с вредным скольжением, называемым **буксованием**, появляющимся при перегрузке передачи.

УПРУГОЕ СКОЛЬЖЕНИЕ РЕМНЯ НА ШКИВАХ



Упругое скольжение ε ремня на шкивах вызвано разностью усилий F_1 и F_2 и относительных удлинений ε_1 и ε_2 ремня в ведущей и ведомой ветвях: $\varepsilon = \varepsilon_1 - \varepsilon_2$.

На дуге упругого скольжения ремень упруго скользит по шкиву, переходя из состояния ε_1 к ε_2 на ведущем шкиве и наоборот - на ведомом шкиве.

Окружная скорость на ведомом шкиве v_2 меньше скорости на ведущем v_1 вследствие скольжения:

$$v_2 = v_1(1 - \varepsilon).$$

Передаточное отношение ременной передачи **с учетом скольжения**

$$i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{d_2}{d_1(1 - \varepsilon)}$$

ГЕОМЕТРИЯ РЕМЁННЫХ ПЕРЕДАЧ

Диаметр ведущего (меньшего) шкива, мм

- плоскоременной передачи

$$d_1 = 6\sqrt[3]{T_1}$$

- клиноременной передачи

$$d_1 = (3...4)\sqrt[3]{T_1}$$

где T_1 – вращающий момент на ведущем шкиве, Н·мм

Диаметр ведомого (большого) шкива, мм

$$d_2 = id_1(1 - \varepsilon)$$

Диаметры ведущего и ведомого шкивов округляются до стандартных значений

С целью обеспечения стабильности работы передачи межосевое расстояние обычно принимают

для плоскоременной передачи

$$a \geq 2 \cdot (d_2 + d_1)$$

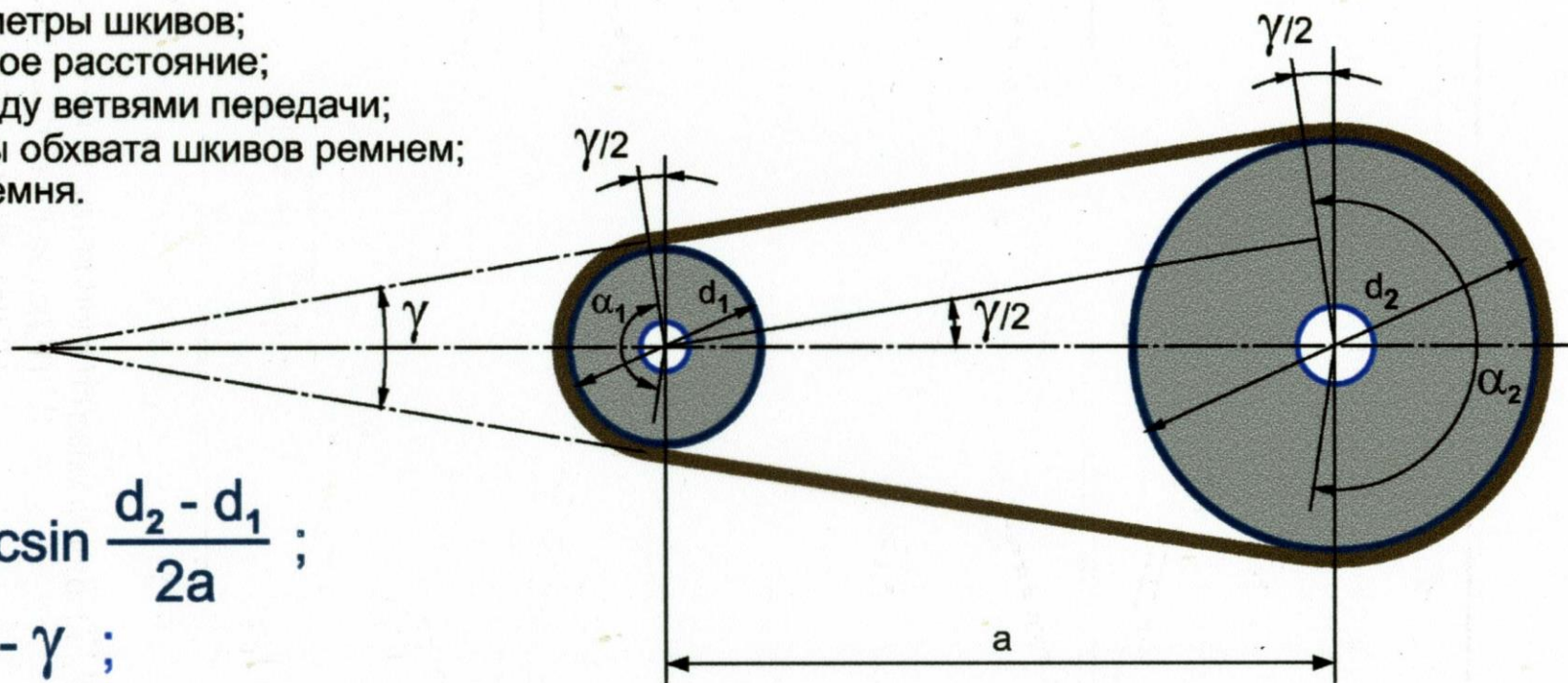
для клиноременной передачи

$$2(d_1 + d_2) \geq a \geq 0,7 \cdot (d_1 + d_2)$$

где T_o – высота поперечного сечения ремня

ГЕОМЕТРИЧЕСКИЕ ЗАВИСИМОСТИ В РЕМЕННОЙ ПЕРЕДАЧЕ

d_1, d_2 - диаметры шкивов;
 a - межосевое расстояние;
 γ - угол между ветвями передачи;
 α_1, α_2 - углы обхвата шкивов ремнем;
 L - длина ремня.



$$\gamma = 2 \arcsin \frac{d_2 - d_1}{2a};$$

$$\alpha_1 = \pi - \gamma;$$

$$\alpha_2 = \pi + \gamma;$$

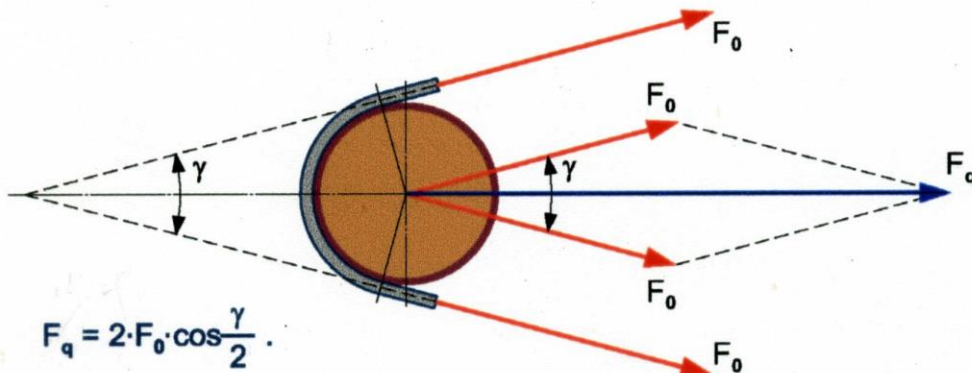
$$L = 2a \cdot \cos \frac{\gamma}{2} + \frac{\pi (d_1 + d_2)}{2} + \gamma \frac{d_2 - d_1}{2}.$$

Ремни изготавливаются в виде замкнутого кольца известной (стандартной) длины. Поэтому возникает необходимость уточнять межосевое расстояние по заданной длине ремня

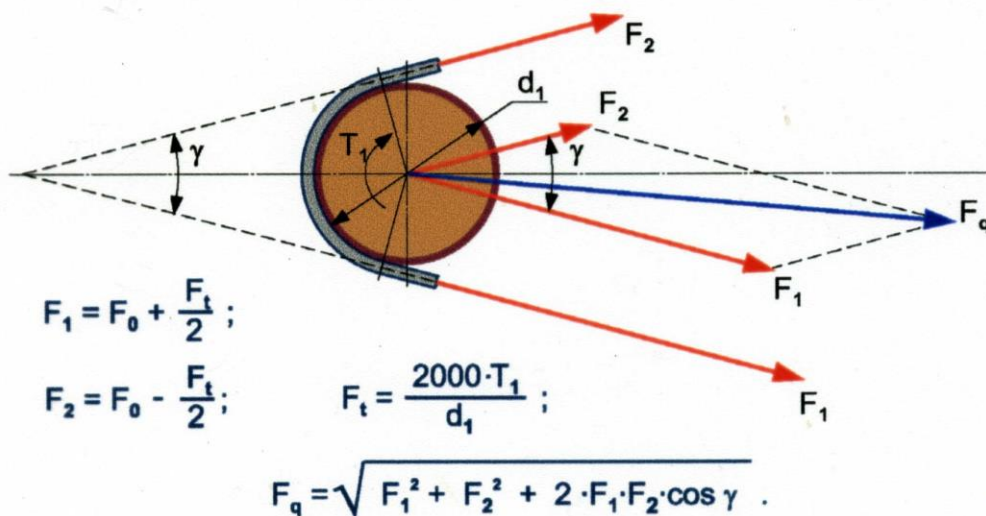
$$a = \frac{1}{8} \cdot \left\{ 2 \cdot L - \pi \cdot (d_2 + d_1) + \sqrt{[2 \cdot L - \pi \cdot (d_2 + d_1)]^2 - 8 \cdot (d_2 - d_1)^2} \right\}$$

СИЛЫ В РЕМЕННОЙ ПЕРЕДАЧЕ

Силы в неработающей передаче



Силы в работающей передаче



F_0 - усилие предварительного натяжения ремня, Н;

F_1 - усилие в ведущей ветви, Н;

F_2 - усилие в ведомой ветви, Н;

F_q - усилие давления на валы передачи, Н;

F_t - окружное усилие на ведущем валу, Н;

T_1 - вращающий момент на ведущем шкиве, Н·м;

d_1 - диаметр ведущего шкива, мм.

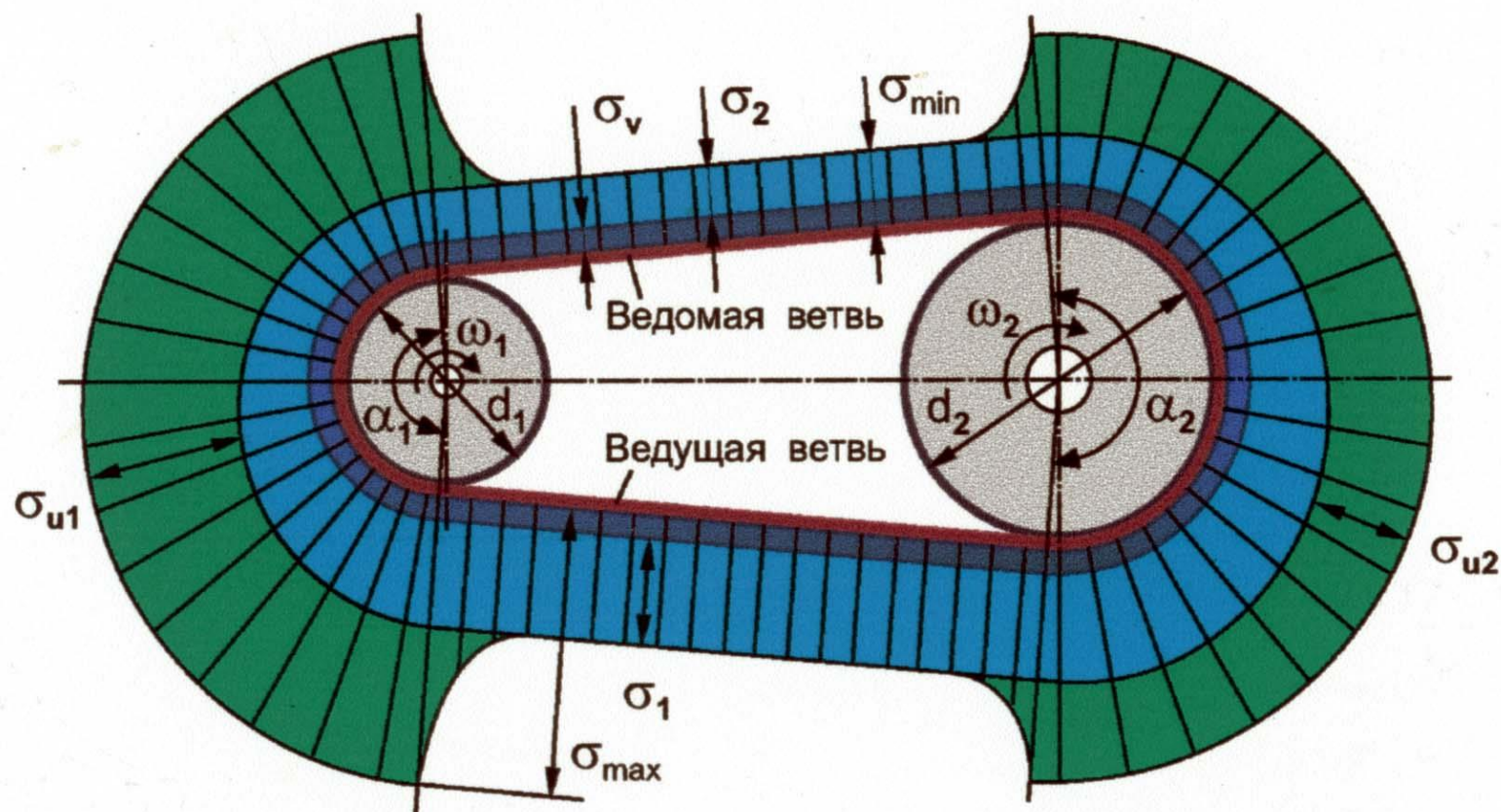
Формула Эйлера

$$\frac{F_1}{F_2} = e^{f\alpha},$$

где f – коэффициент трения между ремнем и шкивом, α - угол обхвата ремнем меньшего шкива.

Формула Эйлера справедлива для гибкой, невесомой, нерастяжимой нити, охватывающей негладкий неподвижный барабан. Для расчета ременных передач используется редко, но дает качественную характеристику влияния коэффициента трения f и угла α обхвата ремнем меньшего шкива на работу передачи

ЭПЮРА НАПРЯЖЕНИЙ В РЕМНЕ РЕМЕННОЙ ПЕРЕДАЧИ



σ_1, σ_2 - напряжения растяжения в ведущей и ведомой ветвях;

σ_v - напряжения от центробежных сил;

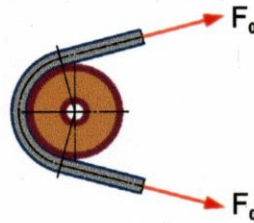
σ_{u1}, σ_{u2} - напряжения изгиба на участках огибания шкивов ремнем;

$$\sigma_{max} = \sigma_1 + \sigma_v + \sigma_{u1};$$

$$\sigma_{min} = \sigma_2 + \sigma_v.$$

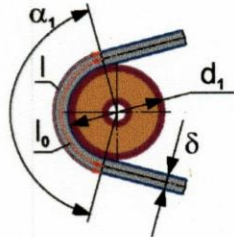
НАПРЯЖЕНИЯ В РЕМНЕ РЕМЕННОЙ ПЕРЕДАЧИ

Напряжения предварительного натяжения



$$\sigma_0 = \frac{F_0}{A}, \text{ МПа.}$$

Напряжения изгиба ремня на шкивах



$$\sigma_{и1} = \varepsilon_1 \cdot E, \text{ МПа};$$

$$\sigma_{и2} = \varepsilon_2 \cdot E, \text{ МПа};$$

$$\varepsilon_1 = \frac{l_1 - l_0}{l_0} = \frac{\delta}{d_1 + \delta} \sim \frac{\delta}{d_1};$$

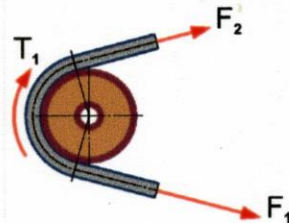
$$\varepsilon_2 \sim \frac{\delta}{d_2};$$

$$\sigma_{и1} = \frac{\delta}{d_1} \cdot E;$$

$$\sigma_{и2} = \frac{\delta}{d_2} \cdot E;$$

$$\sigma_{и1} > \sigma_{и2}.$$

Напряжения в ветвях работающей передачи

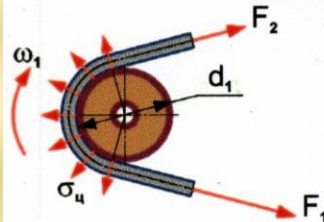


$$\sigma_1 = \frac{F_1}{A}, \text{ МПа};$$

$$\sigma_2 = \frac{F_2}{A}, \text{ МПа};$$

$$\sigma_1 > \sigma_2.$$

Напряжения от центробежных сил



$$\sigma_v = \rho \cdot V^2 \cdot 10^{-6}, \text{ МПа};$$

$$V = \omega_1 \cdot \frac{d_1}{2000}, \text{ м / с};$$

A - площадь поперечного сечения ремня, мм^2 ;

ρ - плотность материала ремня, кг / м^3 ;

E - модуль упругости материала ремня, МПа;

V - линейная скорость ремня, м / с.

РАСЧЕТ РЕМНЕЙ

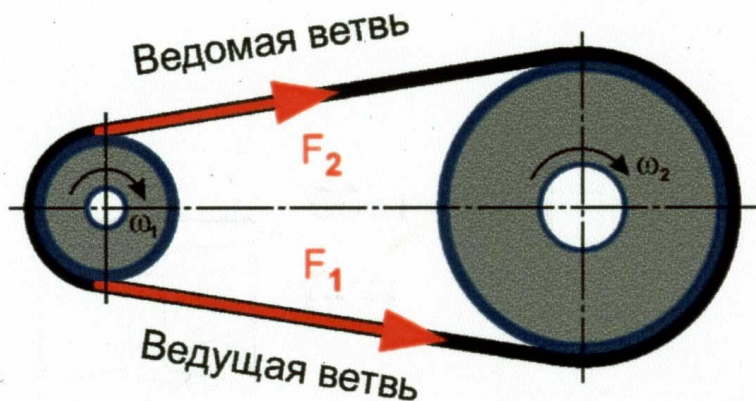
Расчет ремней проводят по тяговой способности и на долговечность.

Проектный расчет обычно выполняется по тяговой способности, а расчет долговечности при этом является проверочным.

РАСЧЕТ ПЛОСКИХ РЕМНЕЙ ПО ТЯГОВОЙ СПОСОБНОСТИ

Тяговой способностью называется способность ремня передавать заданную нагрузку без буксования.

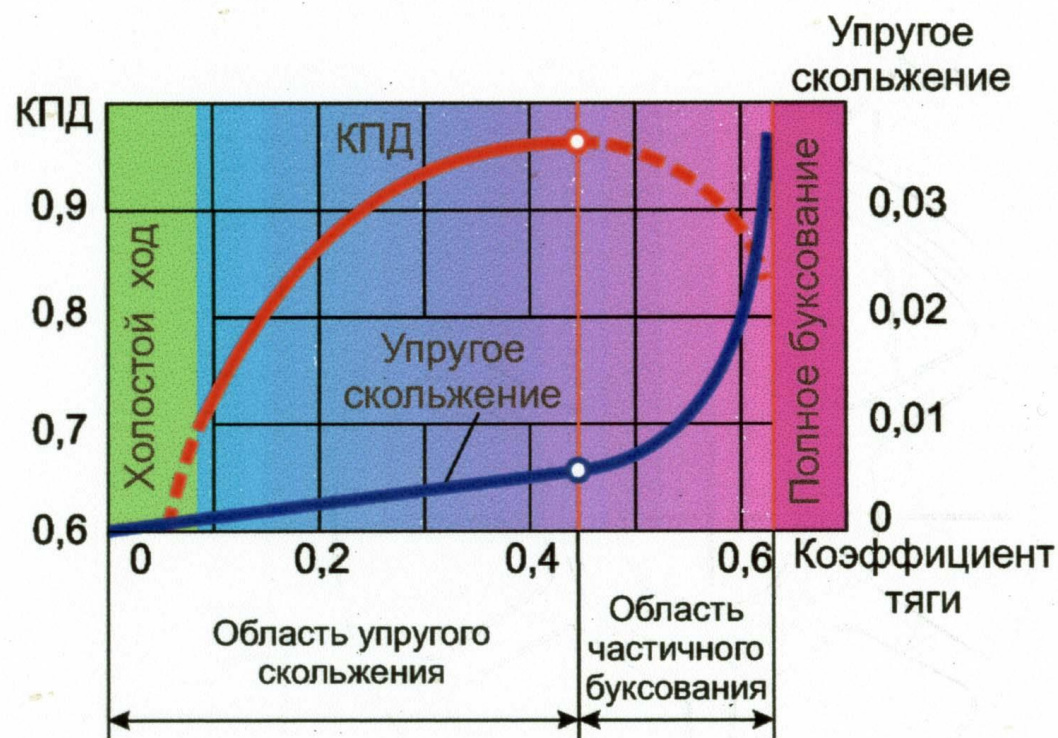
ТЯГОВАЯ СПОСОБНОСТЬ И КПД РЕМЕННОЙ ПЕРЕДАЧИ



Коэффициент тяги $\varphi = \frac{F_1 - F_2}{F_1 + F_2} = \frac{F_t}{2 \cdot F_0}$;

упругое скольжение $\varepsilon = \frac{F_1 - F_2}{A \cdot E} = \frac{F_t}{A \cdot E}$,

где A - площадь поперечного сечения ремня;
 E - модуль упругости материала ремня;
 F_t - окружное усилие на шкивах;
 F_0 - усилие предварительного натяжения.



Расчет плоских ремней сводится к определению требуемой площади поперечного сечения ремня.

Приведенное полезное напряжение $k_0 = 2\varphi\sigma_0$.

Условия эксплуатации ремня учитываются введением коэффициентов.

Допускаемое полезное напряжение $[k] = k_0 C_\alpha C_v C_\theta / C_\rho$.

где C_α — коэффициент, учитывающий влияние угла обхвата на малом шкиве; C_v — скоростной коэффициент, учитывающий влияние центробежных сил; C_θ — коэффициент расположения передачи в пространстве; C_ρ — коэффициент режима нагрузки.

Для обеспечения передачи максимальной полезной окружной силы $F_{max} = Ft$ без пробуксовки необходимо, чтобы $F_t/A = [k]$

Окончательно определяем $A = b\delta = \frac{F_t}{[k]}$; где $F_t = \frac{2T_1}{d_1}$

РАСЧЕТ КЛИНОВЫХ РЕМНЕЙ ПО ТЯГОВОЙ СПОСОБНОСТИ

Расчет по тяговой способности клиноременных передач заключается в определении требуемого числа клиновых ремней



$$z = \frac{PC_p}{P_o C_L C_\alpha C_z}$$

C_p - коэффициент режима работы, учитывающий условия эксплуатации передачи

C_L - коэффициент, учитывающий влияние длины ремня

C_α - коэффициент, учитывающий влияние угла обхвата

C_z - коэффициент, учитывающий число ремней в передаче

РАСЧЕТ РЕМНЕЙ НА ДОЛГОВЕЧНОСТЬ

Расчет ремней на долговечность заключается в определении рабочего ресурса передачи и сравнении его с требуемым ресурсом.

Рабочий ресурс передачи

$$H_0 = \frac{\sigma_{-1}^m N_{оц} C_i C_n}{\sigma_{max}^m \cdot 2 \cdot 3600 \lambda}$$

$m=6$ для плоских ремней, $m=8$ для клиновых ремней.

Частота пробегов ремня $\lambda = \frac{v}{L}$

$C_i = 1,53\sqrt{u_p} - 0,5$ - коэффициент, учитывающий влияние передаточного отношения

C_n - коэффициент нагрузки

$N_{оц}$ - базовое число циклов

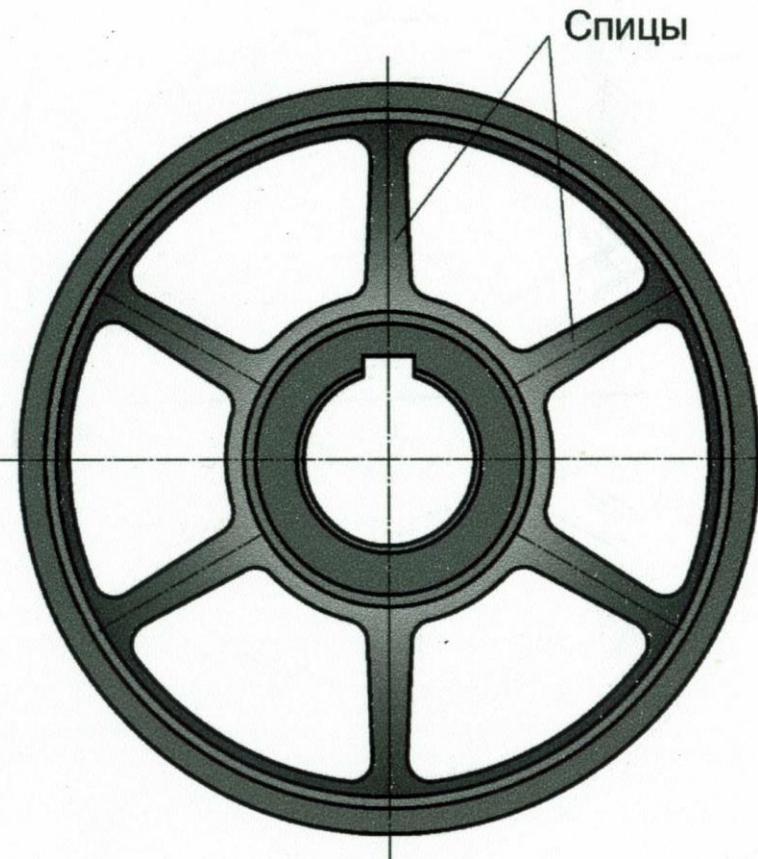
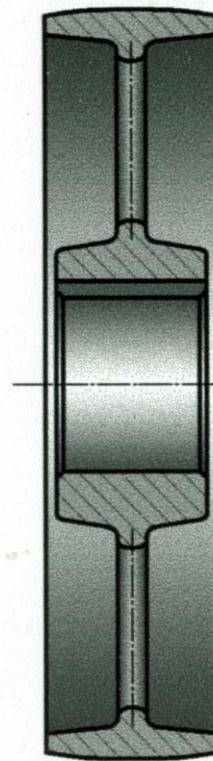
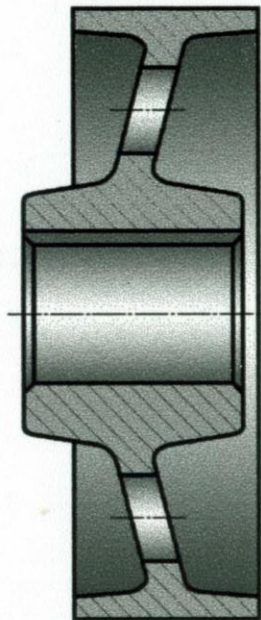
Рабочий ресурс передачи должен быть не менее требуемого $[H_0] = 2000ч$

ШКИВЫ ПЛОСКОРЕМЕННЫХ ПЕРЕДАЧ

Шкивы диаметром
до 200 мм

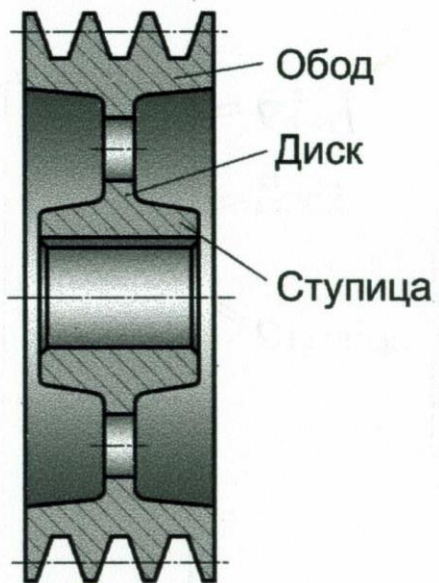
Шкивы диаметром
200...300 мм

Шкивы диаметром
свыше 300 мм

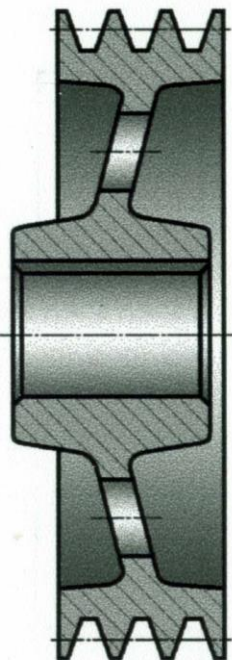


ШКИВЫ КЛИНОРЕМЕННЫХ ПЕРЕДАЧ

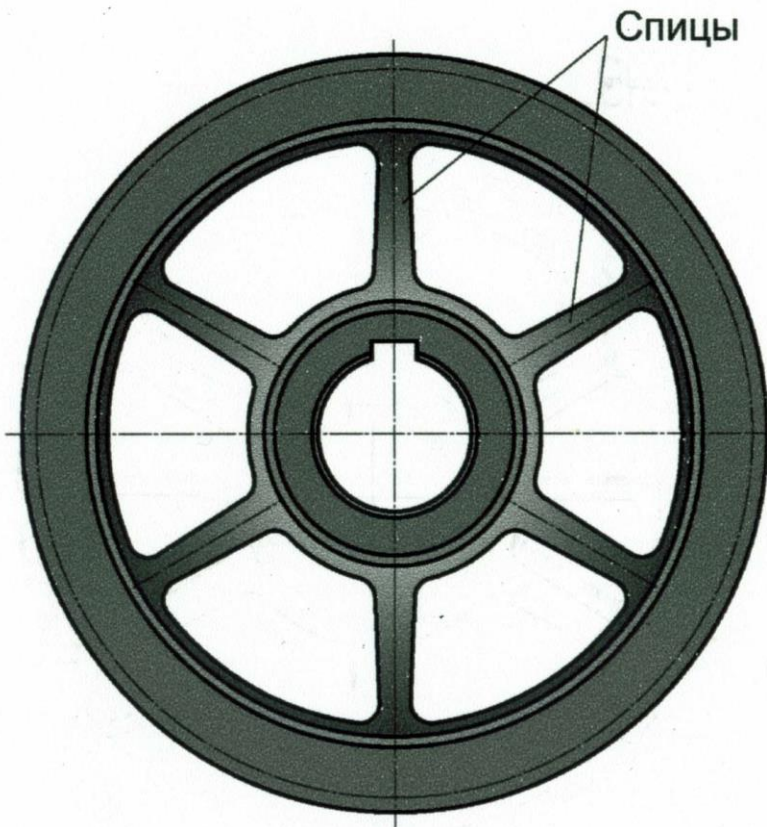
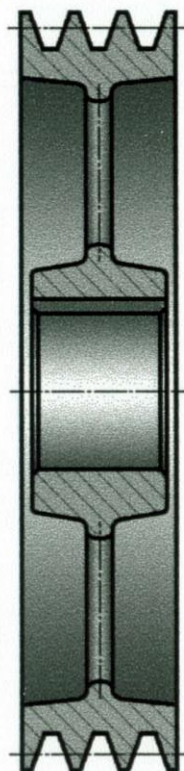
Шкивы диаметром
до 200 мм



Шкивы диаметром
200...300 мм



Шкивы диаметром
свыше 300 мм



СПАСИБО ЗА ВНИМАНИЕ